

(19)日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-17923

(43)公開日 平成6年(1994)1月25日

(51)Int.Cl. <sup>5</sup>	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 1 6 H 61/18		8009-3 J		
9/00				
// F 1 6 H 59:44		8009-3 J		
59:68		8009-3 J		

審査請求 未請求 請求項の数1(全11頁)

(21)出願番号 特願平4-173021

(22)出願日 平成4年(1992)6月30日

(71)出願人 000006286

三菱自動車工業株式会社

東京都港区芝五丁目33番8号

(72)発明者 島田 誠

東京都港区芝五丁目33番8号・三菱自動車  
工業株式会社内

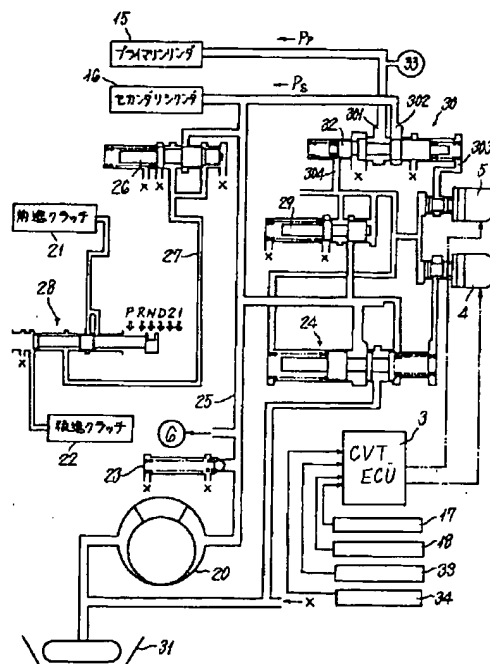
(74)代理人 弁理士 樺山 亨 (外1名)

(54)【発明の名称】 車両用無段変速機の油圧制御装置

(57)【要約】

【目的】 無段変速機のベルトスリップを防止する。

【構成】 駆動ベルト13が巻装されたプライマリプーリ9及びセカンダリプーリ12から成り、プライマリプーリ9とセカンダリプーリ12の間隙を調整するプライマリ側油圧アクチュエータ15と、セカンダリプーリ12の間隙を調整するセカンダリ側油圧アクチュエータ16と、油圧源からの油圧を調整するレギュレータバルブ24と、同レギュレータバルブ24からの吐出圧が導入される変速比制御バルブ30と、同変速比制御バルブ30からの吐出圧をプライマリ側油圧アクチュエータ15へ導く油路中に配設された油圧検出手段33と、変速比制御バルブ30を調整する電磁制御弁5と、車両の運転状態に基づいて電磁制御弁5を制御する電子制御手段3とを備え、電子制御手段3は車両の車速Vが所定車速以下のとき、油圧検出手段33からの検出値が予め設定された目標となるよう、電磁制御弁5の駆動信号を補正する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】駆動ベルトが巻装されたプライマリプーリー及びセカンダリプーリーから成り、両プーリー間の間隙を調整することで変速比を無段階に変更する車両用無段変速機において、

上記プライマリプーリーの間隙を調整するプライマリ側油圧アクチュエータと、

上記セカンダリプーリーの間隙を調整するセカンダリ側油圧アクチュエータと、

油圧源からの油圧を調整するレギュレータバルブと、  
同レギュレータバルブからの吐出圧が導入される変速比制御バルブと、

同変速比制御バルブからの吐出圧を上記プライマリ側油圧アクチュエータへ導く油路中に配設された油圧検出手段と、

上記変速比制御バルブを調整する電磁制御弁と、  
車両の運転状態に基づいて上記電磁制御弁を制御する電子制御手段と、を備え、

上記電子制御手段は上記車両の車速が所定車速以下のとき、上記油圧検出手段からの検出値が予め設定された目標となるよう、上記電磁制御弁駆動信号を補正することを特徴とする車両用無段変速機の油圧制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】本発明は一对のプーリーに巻装されるベルトの巻き付け径比を油圧アクチュエータの切り換え操作によって変化させて無段変速を行う車両用無段変速機の油圧制御装置、特に、車両の停止後のプライマリプーリーと駆動ベルトとのスリップを排除するための車両用無段変速機の油圧制御装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】この無段変速機はプライマリ及びセカンダリのピストンを備えており、車両の運転情報に応じたライン圧となるようにレギュレータバルブを電磁制御弁で調圧し、同ライン圧をセカンダリプーリー側の油圧ピストンへ供給してベルトクランプ力を得るようにしている。また、このライン圧を変速比制御バルブに供給し、車両の運転情報に応じた目標変速比と成るよう、同変速比制御バルブ用電磁制御弁によりさらに調圧して得られた変速比制御油圧を、プライマリプーリー側の油圧ピストンへ供給して変速比を変更させ、無段変速を行うように構成されている。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題】ところでこの無段変速機の変速部（ベルト、プーリー間）でトルクを伝達するには、ベルトをプーリーがしっかり挟む（押し付ける）ことが必要であるが、プーリーがベルトを押し付ける力が弱いとプーリーのコーン面と駆動ベルトとの間でスリップが生じる。

【0004】特に従来の変速制御装置では、車両の減速

より停止時に、次回の発進に備えて、変速比を大きくする。そのために、プライマリ油圧室に通じる通路を排油孔に開放して、油を排出しつつ、プライマリプーリーをストッパに当たる（最大変速比状態）まで移動させる必要がある。また、車両の減速乃至停止の間においては流体継手によりトルクが吸収されるため、プライマリプーリーは殆どあるいは全く回転しないので、油圧室内の油に遠心力が働かず、油圧室の油は排出され続け、油通路のある軸中心部まで油が無くなる。

【0005】ところで、プーリーがストッパに当たっている場合の発進では、セカンダリプーリーの油圧室に油が入れば、セカンダリプーリー隙間は小さくなり、セカンダリプーリーに巻き付いているベルトは外周方向に押し込まれ、ベルトは引っ張られる。プライマリプーリーがストッパに当たっている時は（プーリーは動かないので）、プライマリプーリー側でもベルトプーリー間に反力が生じ、ベルトのスリップは生じない。しかし、急停車後の発進時などに起こり易いプーリーがストッパに当たらないときは、セカンダリプーリーの油圧室に油が入っても、プライマリプーリーはまず軸方向に移動するので、そのストッパに当たまではベルトとシーブのコーン面間に反力が得られず、ベルトスリップが生じる。

【0006】これに対向すべく、従来、図4（a）、（b）に示すように、発進に先立ち、定期的に（予め決まった油圧導入周期 $T_o$ に決まった油圧導入時間 $t_d$ だけ）プライマリプーリーの油圧室に油圧を込め、油圧室に油圧を保ちシーブのコーン面とベルト間のベルトスリップを防止している。これは、プライマリプーリーの油圧室内に油があるとプーリー移動時に排圧が生じ、プーリーとベルト間に大きな反力が発生するので、ベルトをクランプすることが出来るためである。

【0007】しかし、従来方法では見込の油圧導入周期 $T_o$ 及び油圧導入時間 $t_d$ で油圧込めを行っているため、プライマリ油圧 $P_p$ がバラツキ、これが目標値 $P_o$ を下回る場合、ベルトスリップ対策としては不十分で、発進時にベルトスリップが生じる。即ち、シーブのコーン面と駆動ベルトとの間でスリップが生じ易く、このスリップに伴う不快なショックが生じ、しかも、ベルトやシーブコーン面の耐久性が損なわれ、問題と成る。

【0008】逆にプライマリ油圧 $P_p$ が大きすぎて目標値 $P_o$ を上回る場合、小変速比（高変速段）側に変化してしまうため、発進時の加速応答性が低い（加速がトロイ）という、問題がある。

【0009】本発明の目的は無段変速機のベルトスリップを防止し、加速応答性を確保することに有る。

## 【0010】

【課題を解決するための手段】上述の目的を達成するために、本発明は、駆動ベルトが巻装されたプライマリプーリー及びセカンダリプーリーから成り、両プーリー間の間隙を調整することで変速比を無段階に変更する車両用無段

変速機において、上記プライマリプーリの間隙を調整するプライマリ側油圧アクチュエータと、上記セカンダリプーリの間隙を調整するセカンダリ側油圧アクチュエータと、油圧源からの油圧を調整するレギュレータバルブと、同レギュレータバルブからの吐出圧が導入される変速比制御バルブと、同変速比制御バルブからの吐出圧を上記プライマリ側油圧アクチュエータへ導く油路中に配設された油圧検出手段と、上記変速比制御バルブを調整する電磁制御弁と、車両の運転状態に基づいて上記電磁制御弁を制御する電子制御手段と、を備え、上記電子制御手段は上記車両の車速が所定車速以下のとき、上記油圧検出手段からの検出値が予め設定された目標となるよう、上記電磁制御弁駆動信号を補正することを特徴とする。

【0011】

【作用】車両が低速走行域に達した場合、電子制御手段はプライマリプーリ制御油圧信号の値が予め設定される目標制御油圧に達しないと、次のプライマリプーリ制御油圧値を予め設定されている修正量だけ修正して設定するので、プライマリプーリ制御油圧を目標制御油圧に保持出来、プライマリプーリの油圧アクチュエータがプライマリプーリのプーリ隙間を狭めるように作動する。

【0012】

【実施例】図1及び図2の車両用無段変速機の油圧制御装置は車両のエンジン1に連結された動力伝達系Pw内の無段変速機2に付設される。ここでエンジン1は電子制御燃料噴射型4サイクルエンジンであり、図示しないインジェクタや混合気への点火をおこなう点火プラグ等、種々の装置が図示しないエンジンの電子制御手段の制御下におかれ、しかも、この制御手段には動力伝達系Pw内の無段変速機(CVT)2の電子制御手段であるCVTECU3が接続され、同CVTECU3にエンジン1の運転情報がエンジンの電子制御手段より送信されるように構成されている。CVTECU3には、無段変速機2の変速比1を油圧制御する一対の電磁制御弁4、5が接続されている。

【0013】エンジン1のクランクシャフトにはエンジンの出力を動力伝達系Pw側になめらかに伝達する流体継手6及び遊星歯車式の前後進切り換え装置7を介して無段変速機2が接続されている。ここで、無段変速機2は前後進切り換え及び変速装置7の出力軸に一体結合されたプライマリシャフト8を有するプライマリプーリ9と減速機10側に回転力を出力するセカンダリシャフト11を有するセカンダリプーリ12を備え、このプライマリプーリ9とセカンダリプーリ12とにスチールベルト13が掛け渡される。セカンダリシャフト11は変速機10やデフ14を介して図示しない駆動輪に回転力を伝達するように構成されている。

【0014】両プーリ9、12は共に2分割され、可動

側プーリ材901、121は固定側プーリ材902、122に相対回転不可に相対間隔を接離可能に外嵌される。この可動側プーリ材901、121には固定側プーリ材902、122との相対間隔を接離操作する油圧アクチュエータとしてのプライマリシリンダ15とセカンダリシリンダ16とが装着される。なお、プライマリプーリ9とセカンダリプーリ12の両回転数 $W_p$ 、 $W_s$ を検出する一対の回転センサ17、18が実変速比 $i_n$ ( $=W_p/W_s$ )の検出手段として装着されている。

【0015】ここで、無段変速機の変速比は次のように変化する。プライマリプーリ9の固定側プーリ材902に対し可動側プーリ材901を近付けてプライマリプーリの巻き付け径を大きくし、セカンダリプーリ12の固定側プーリ材122より可動側プーリ121を遠ざけて巻き付け径を小さくする。これによって無段変速機はその実変速比 $i_n$ (プライマリ回転数 $W_p$ /セカンダリ回転数 $W_s$ )を小さくし、即ち、小変速比(高速段)とし、逆に作動すると大変速比(低速段)を達成することが出来る。このような無段変速機2の油圧回路を図1と共に説明する。この油圧回路はオイルポンプ20を備え、その吐出油が流体継手6と、前後進切り換え及び変速部7の前進クラッチ21及び後進クラッチ22と、無段変速機2のプライマリシリンダ15及びセカンダリシリンダ16に供給される。

【0016】ここでオイルポンプ20はエンジン回転に応じ駆動し、その油圧を変化する。このためそのオイルポンプ20の最大許容圧がリリーフバルブ23で規制され、しかも所定のライン圧を保持する様に第1電磁制御弁4及びレギュレータバルブ24が調圧作動する。ライン圧路25の一部はクラッチプレッシャコントロールバルブ26に連結され、同弁によって設定値に調圧された圧油はクラッチ油路27を経てマニュアルバルブ28に供給される。このマニュアルバルブ28は変速段切り換え用の手動切り換えレバー(図示せず)に連動し、前進側D、2、Lの各レンジと、後進側Rレンジと、ニュートラルN及びパーキングPの各レンジを備え、各レンジ相当のギア列を達成すべく前後進切り換え及び変速部7の前進クラッチ21及び後進クラッチ22や図示しない変速用の切り換え弁を切り換え操作する。なお、マニュアルバルブ28には各変速段位置信号を出力する変速位置センサ34が付設され、同変速信号はCVTECU3に出力される。

【0017】マニュアルバルブ28はこのレンジが前進側D、2、Lでは前進クラッチ21を接合し、この時エンジン回転は前後進切換装置7を介してそのまま無段変速機2に伝達され、他方、後進側Rレンジではエンジン回転が逆転されて無段変速機2に伝達される。ライン圧路25の一部は分岐してプレッシャコントロールモジュレータバルブ29によって設定値に減圧調整され、同油圧が電磁制御弁4、5に供給される。同油圧をもとに

電磁制御弁5は目標変速比に応じて変速制御油圧Pcを調圧する。なおこの電磁制御弁5はCVTECU3に接続され、その変速比に応じた変速制御油圧Pcを後述の変速比制御バルブ30に出力する。

【0018】無段変速機2のプライマリシリンダ15とセカンダリシリンダ16はそれぞれ、変速比制御バルブ30の主ポート301、副ポート302に連通され、特にセカンダリシリンダ16はライン圧路25にも直結される。ここで変速比制御バルブ30は主、副ポート301、302のほか電磁制御弁5の変速制御油圧Pcを受ける制御ポート303、プレッシャコントロールモジュレータバルブ29からの調整圧を受ける調圧ポート304、オイルタンク31に連通するドレーンポートXを備え、スプール弁32によって油路の切り換え制御が成される。ここで、スプール32はその制御ポート303との対抗部分が変速制御油圧Pcを左向きに受け、他端が逆方向に調整圧及びバネ力を受け、そのバランス位置（調圧状態を保持できる位置）に切り換え移動する。この場合、スプール32の右移動（変速制御油圧Pcが減）に応じてドレーンポートXが閉鎖され、一定移動の後に完全に閉鎖され、更に、一定移動の後に主ポート301と副ポート302の連通状態の増加量が増し、プライマリシリンダ15のプライマリプーリ制御油圧Ppを増加させ（セカンダリプーリ制御圧は常時ライン圧）、実変速比inを減少させて小変速比（高速段）とし、逆に制御油圧Ppを減少させ、実変速比inを増加させて大変速比（低速段）とすることが出来る。

【0019】CVTECU3はマイクロコンピュータによりその主要部が構成され、内蔵する記憶回路には図5の調圧周期算出マップや、図6の開時間算出マップや、図8のCVTECU3のメインルーチンや、図9のP、Nレンジ用低速制御ルーチンや、図10走行レンジ用低速制御ルーチンや、図11プライマリプーリへの油圧間欠出力の設定ルーチンや、図12のプライマリプーリへの油圧間欠出力の実行ルーチンの各制御プログラムが記憶処理されている。

【0020】ここでCVTECU3は、変速制御手段として、目標変速比i相当の調圧状態に変速比制御バルブを切り換えるための変速制御油圧を調圧するように電磁制御弁5を制御する。更に、この変速制御手段はプライマリプーリのプーリ制御油圧Ppをプーリ制御油圧センサ33より取り込み、車両の低速走行域での目標変速比への変速制御時に、プライマリプーリ制御油圧Ppの値が予め設定される目標制御油圧Poに達しないと、次の電磁弁駆動信号を予め設定されている修正量Δp（ここでは後述する導入時間補正項Δtnによって修正量を達成している）だけ修正して設定するという機能を備える。以下、本実施例の車両用無段変速機の油圧制御装置を図8乃至図12の制御プログラムを参照して説明する。

【0021】本実施例では、図示しないイグニッションキーを操作することによってエンジンが始動し、CVTECU3や図示しないエンジンの電子制御手段内での制御も開始される。制御が開始すると、CVTECU3は図8のメインルーチンを実行する。ここでは、まずステップs1において初期設定及び各センサの検出データを読み、例えばプライマリプーリ9とセカンダリプーリ12の両回転数Wp、Wsや、図示しないエンジンの電子制御手段よりのスロットル開度θaや、エンジン回転数Neその他が取り込まれ、所定のエリアにストアされる。

【0022】ステップs2ではセカンダリプーリ12の回転数Wsに応じた車速Vが極低速、又は停車を示す判定値Va以下か否かを判断し、Va以下ではステップs3に進み、そうで無い場合にはステップs6に進んでCVT通常制御を行う。CVT通常制御では周知のプログラム、即ち、スロットル開度θs相当の目標エンジン回転数Neoを、例えば図7の特性に沿った目標エンジン回転数Neo算出マップ（図示せず）によって算出し、同値に達するとCVTECU3が目標エンジン回転数Neoを保持するように変速比のアップ処理を連続的に行う。

【0023】メインルーチンのステップs3では変速段信号に基づき、現変速レンジがP、Nレンジか否かを判断され、P、Nレンジではステップs4のP、Nレンジ用低速制御ルーチンを、そうでないとステップs5の走行レンジ用低速制御ルーチンを行う。

【0024】P、Nレンジ用低速制御ルーチンでは、図9に示すように、ステップe1で現在制御中か否かをP、Nレンジ制御フラグPRFLGによって判断し、制御中（PRFLG=1）ではステップe2でプライマリ回転数Wpが発進域を離脱したか否かの判定値Wp1を上回っているか否かを判断し、上回っているとステップe3で低速制御フラグPRFLGをクリアしステップe6に進み、そうでないと直接ステップe6に進む。ステップe1で低速制御フラグPRFLG=0でステップe4に達すると、プライマリ回転数Wpが発進域に達したか否かの判定値Wp2を下回っているか否かを判断し、下回っているとステップe5で低速制御フラグPRFLG=1としてステップe6に進み、そうでないと直接ステップe6に進む。ステップe6ではP、Nレンジ制御フラグPRFLG=1でないとメインルーチンに戻り、そうでなく低速制御域ではステップe7に進み、セカンダリプーリの制御油圧Ps（ライン圧）を最低値（予め設定されている）にし、ステップe8のプライマリプーリ油圧間欠出力を行い、メインルーチンに戻る。

【0025】次にこのプライマリプーリ油圧間欠出力の説明に先立ち、走行レンジ用低速制御ルーチンを図10に沿って説明する。ステップf1で現在制御中か否かを前回設定した制御フラグPRFLGによって判断し、制

7

御中 (PRFLG=1) ではステップ f 2 でプライマリ回転数  $W_p$  が発進域を離脱したか否かの判定値  $W_{p1}$  を上回っているか否かを判断し、上回っているとステップ f 3 で低速制御フラグ PRFLG をクリアしステップ f 6 に進み、そうでないと直接ステップ f 6 に進む。ステップ f 1 で低速制御フラグ PRFLG=0 でステップ f 4 に達すると、プライマリ回転数  $W_p$  が発進域に達したか否かの判定値  $W_{p2}$  を下回っているか否かを判断し、下回っているとステップ f 5 で低速制御フラグ PRFLG=1 としてステップ f 6 に進み、そうでないと直接ステップ f 6 に進む。

【0026】ステップ f 6 では低速制御フラグ PRFLG=1 でないとメインルーチンに戻り、そうでなく低速制御域ではステップ f 7 に進み、車両の停止後の時間が所定時間を経過したか否かを判断し、時間内ではステップ f 8 で目標セカンダリ油圧  $P_s$  即ちライン圧  $P_l$  を最大値にセットしてベルト押し付け力の強化を図り、ステップ f 10 のプライマリ油圧間欠出力を行い、メインルーチンに戻る。他方、車両の停止後の時間が所定時間を経過するとベルト押し付け力の強化処理を解除し、ステップ f 9 で目標セカンダリ油圧  $P_s$  であるライン圧  $P_l$  の通常算出処理に入る。この場合、入力トルク  $T$  がスロットル開度及びエンジン回転数により算出され、現変速比  $i$ 、現車速  $V$  よりライン圧  $P_l$  に基づきライン圧  $P_l$  が通常処理で算出され、目標ライン圧  $P_l$  相当のデューティ出力が電磁制御弁 4 に出力され、これに応じてレギュレータバルブ 24 が調圧作動してライン圧  $P_l$  を目標値に修正保持する。

【0027】次に、ステップ f 10 及び図 9 のステップ e 9 のプライマリ油圧間欠出力設定を図 11 に沿って説明する。ここでは、まず基本時間の設定に入る。即ち、ステップ g 1 に達すると、プライマリ油圧室への油圧導入周期  $T_{int} = f_1(P_l, T_{oil})$  (図 3 (b) 参照) をライン圧  $P_l$  及び油温より図 5 の周期  $T_{int}$  算出マップによって算出する。ここでの周期  $T_{int}$  算出マップによれば、周期  $T_{int}$  はライン圧  $P_l$  及び油温  $T_{oil}$  が大きく高いほど長く設定され、ライン圧  $P_l$  及び油温  $T_{oil}$  が小さく低いほど短く設定される。

【0028】続いてステップ g 2 に達すると、プライマリ油圧室への油圧導入時間  $t_{in1} = f_2(P_l, T_{oil})$  (図 3 (b) 参照) をライン圧  $P_l$  及び油温  $T_{oil}$  より図 6 の油圧導入時間  $t_{in1}$  算出マップによって算出する。ここでの油圧導入時間  $t_{in1}$  算出マップによれば、油圧導入時間  $t_{in1}$  はライン圧  $P_l$  及び油温  $T_{oil}$  が大きく高いほど短く設定され、ライン圧  $P_l$  及び油温  $T_{oil}$  が小さく低いほど長く設定される。このようなステップ g 1、g 2 の処理によって、油圧導入周期  $T_{int}$  及び油圧導入時間  $t_{in1}$  の油圧値補正及びオイルの粘性補正を行える。

8

【0029】ステップ g 3 に達すると、本ステップ g 3 に達したのが初回か否かを判定し、初回ではステップ g 4 に進み、制御変数の初期化即ち、ステップ g 5 で導入時間補正項  $\Delta t_n = 0$  に処理する。ステップ g 3 に達したことが初回で無いと判定されステップ g 6 に達すると、前回のプライマリ圧  $P_p$  が予め設定される目標制御油圧  $P_o$  に達したか否かを判断し、例えば、図 3 (a) に符号  $m_3$  に示すように達していると、ステップ g 7 に進み、導入時間補正項  $\Delta t_n$  を  $\Delta t_n = \Delta t_{n-1} - \Delta t_{HP}$  の通り低減修正する。逆に、ステップ g 6 で前回のプライマリ圧  $P_p$  が予め設定される目標制御油圧  $P_o$  に達しない、例えば、図 3 (a) に符号  $m_1$ 、 $m_2$  に示すような場合、ステップ g 8 に進み、導入時間補正項  $\Delta t_n$  を  $\Delta t_n = \Delta t_{n-1} + \Delta t_{HM}$  の通り増加修正する。

【0030】ここで  $\Delta t_{HP}$ 、 $\Delta t_{HM}$  は夫々プライマリ圧が目標圧  $P_o$  に達した場合にプライマリ圧を減ずるための電磁弁制御デューティ補正項、プライマリ圧が目標圧  $P_o$  に達しない場合にプライマリ圧を増やすための電磁弁制御デューティ補正項を示すものであり、本実施例では一定値として与えているが、油圧センサ 33 の出力に応じて可変としても良い。この後、ステップ g 9 では目標導入周期  $T$  を  $T (= T_{int})$  とし、目標導入時間を  $t (= t_{in1} + \Delta t_n)$  としてそれぞれ算出する。但し、目標導入時間  $t$  は一定範囲 ( $t_{min} \leq t \leq t_{max}$ ) 内に設定されるようにする。

【0031】このように設定された目標導入周期  $T$  及び目標導入時間  $t$  は図 12 に示すプライマリ油圧室への油圧間欠出力実行ルーチンで順次採用される。ここでの油圧間欠出力実行ルーチンは、メインルーチンに所定時間毎に割り込みが掛けられることによって実行される。即ち、ステップ h 1 に達すると現時刻をエリア  $TIME_O$  にストアし、ステップ h 2 では目標導入時間  $t$  が経過するのを待ち、即ち、現時刻  $TIME \leq TIME_O + t$  の間はステップ h 3 に進み、そこでプライマリ油圧室への油圧供給処理、即ち、電磁制御弁 5 を操作して変速比制御バルブ 30 を開き、ライン圧 25 の油をプライマリシリンダ 15 に目標導入時間  $t$  だけ送出する。ステップ h 3 及びステップ h 2 より直接ステップ h 4 に達すると、次の出力開始すべき時刻、即ち、目標導入周期  $T$  を  $TIME_O$  に加算して得た時刻  $t_{-n}$  (図 3 (b) の  $t_1$ 、 $t_2$ 、 $t_3$  参照) を算出し、所定のエリアにストアし、メインルーチンに戻る。

【0032】このような油圧間欠出力実行ルーチンの実行によって、例えば、図 3 (b) に示すようにプライマリシリンダへの油圧回路の油圧が制御されるのに応じて、図 3 (a) に示すようにプライマリ油圧が変化する。結果として、低速制御域にあると、プライマリシリンダ 15 のプライマリ油圧  $P_p$  が目標油圧  $P_o$  に保持されるので、プライマリ油圧室の油圧室内に油を充満させておくことが出来、スチールベルト 13 に押し付け力を

与えられる。このため発進要求によりプライマリプーリの回転数が急増しても、ベルトスリップの発生を低減させることが出来る。逆にプライマリ油圧 $P_p$ が大きすぎて目標値 $P_o$ を上回る場合、これを低減させて、プライマリ油圧 $P_p$ を目標油圧 $P_o$ に保持するので、変速比を確実に目標値に制御でき、発進時の加速応答性を確保することができる。なお、油圧センサ33の故障時に備え、プライマリプーリ側油室への油圧回路開閉時間はある基準値(油温、ライン圧をパラメータとしてメモリ内に備えておく)を中心にある制御幅内で増減させるように

【0033】

【発明の効果】以上のように、本発明の車両用無段変速機の油圧制御装置は、車両が低速走行域に達した場合に、プライマリプーリ油圧制御信号を油圧センサ出力に応じて修正するので、プライマリプーリ制御油圧を目標制御油圧に保持出来、プライマリプーリの油圧アクチュエータ内に、油が充填されベルトへの押し付け力を確保することが出来るので、発進時等にもプライマリプーリのコーン面とベルトとの間でのスリップの発生を無くすことが出来、このスリップに伴う不快なショックを防止し、しかも、ベルトやシーブコーン面の耐久性を確保することが出来る。さらに、プライマリ油圧を目標油圧 $P_o$ に保持するので、変速比を応答性良く目標値に制御でき、発進時のドライバビリティ、燃費を向上させることもできる。また、本発明によれば、P、Nレンジと走行レンジとでセカンダリプーリへ供給する油圧を変えることで、例えばP、Nレンジではすぐに走りだすことがないので、必要最低限の油圧としてポンプロス低減することができ、また走行レンジではいつ走りだしてもベルト

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例としての車両用無段変速機の油圧制御装置の要部油圧回路及び制御系の概略構成図である。

【図2】図1の油圧制御装置を備えた車両の動力伝達系の概略構成図である。

【図3】(a)は図1の油圧制御装置内のプライマリ油圧の波形図、(b)は図1の油圧制御装置内のプライマリシリンダに連通する油圧回路の開閉作動を示す波形図ある。

【図4】(a)は従来の油圧制御装置内のプライマリ油圧の波形図、(b)は従来の油圧制御装置内のプライマ

リシリンダに連通する油圧回路の開閉作動を示す波形図ある。

【図5】図1の油圧制御装置内のCVTECUが採用する油圧導入周期算出マップの特性線図である。

【図6】図1の油圧制御装置内のCVTECUが採用する油圧導入時間算出マップの特性線図である。

【図7】図1の油圧制御装置内の電子制御装置が採用するトルク算出マップの特性線図である。

【図8】図1の油圧制御装置内の電子制御装置が採用するメインルーチンのフローチャートである。

【図9】図1の装置内の電子制御装置が採用するP、Nレンジ用低速制御ルーチンのフローチャートである。

【図10】図1の装置内の電子制御装置が採用する走行レンジ用低速制御ルーチンのフローチャートである。

【図11】図1の装置内の電子制御装置が採用するプライマリプーリへの油圧間欠出力の設定ルーチンのフローチャートである。

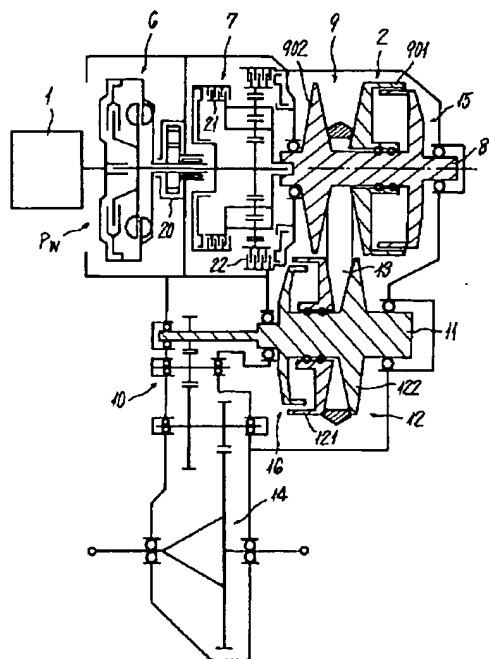
【図12】図1の装置内の電子制御装置が採用するプライマリプーリへの油圧間欠出力の実行ルーチンのフローチャートである。

【符号の説明】

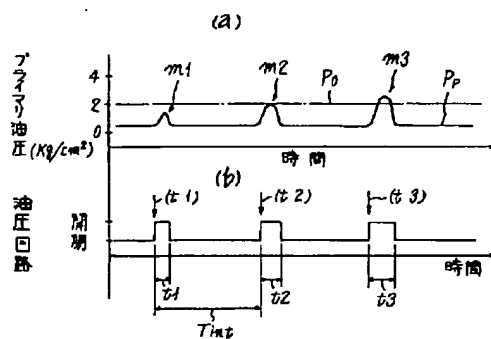
1	エンジン
2	無段変速機
3	CVTECU
4	電磁制御弁
5	電磁制御弁
9	プライマリプーリ
901	可動側プーリ材
902	固定側プーリ材
12	セカンダリプーリ
121	可動側プーリ材
122	セカンダリプーリ
13	スチールベルト
15	プライマリシリンダ
16	セカンダリシリンダ
17	回転センサ
18	回転センサ
24	レギュレータバルブ
30	変速比制御バルブ
34	変速位置センサ
Ws	セカンダリプーリ回転数
Wp	プライマリプーリ回転数
V	車速



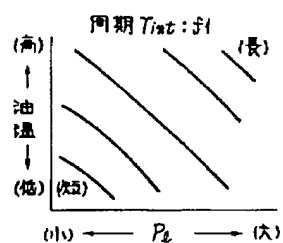
【図2】



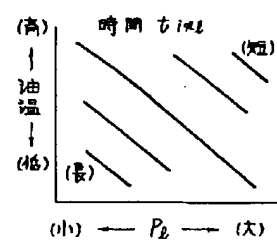
【図3】



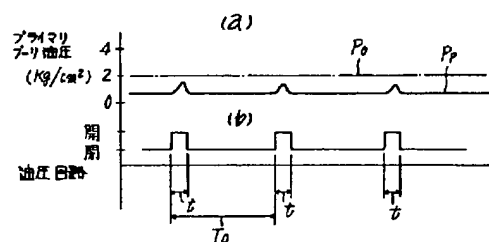
【図5】



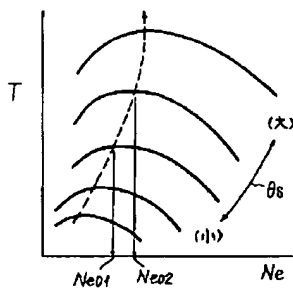
【図6】



【図4】

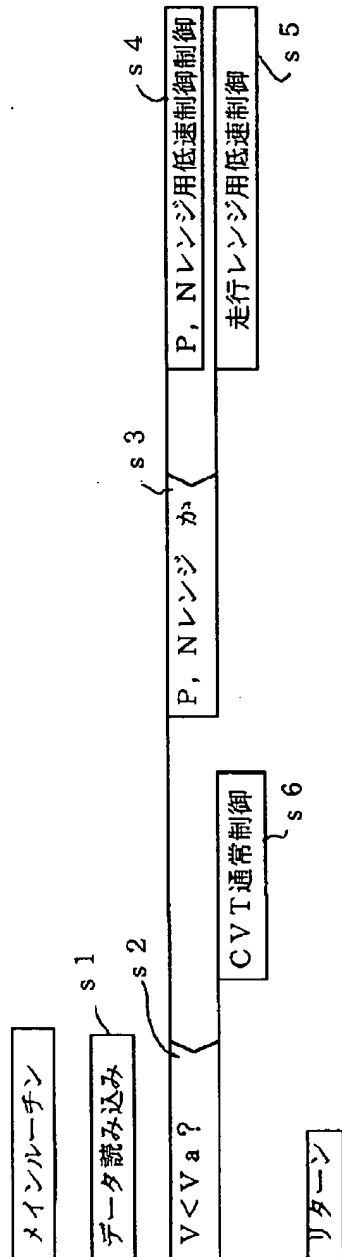


【図7】



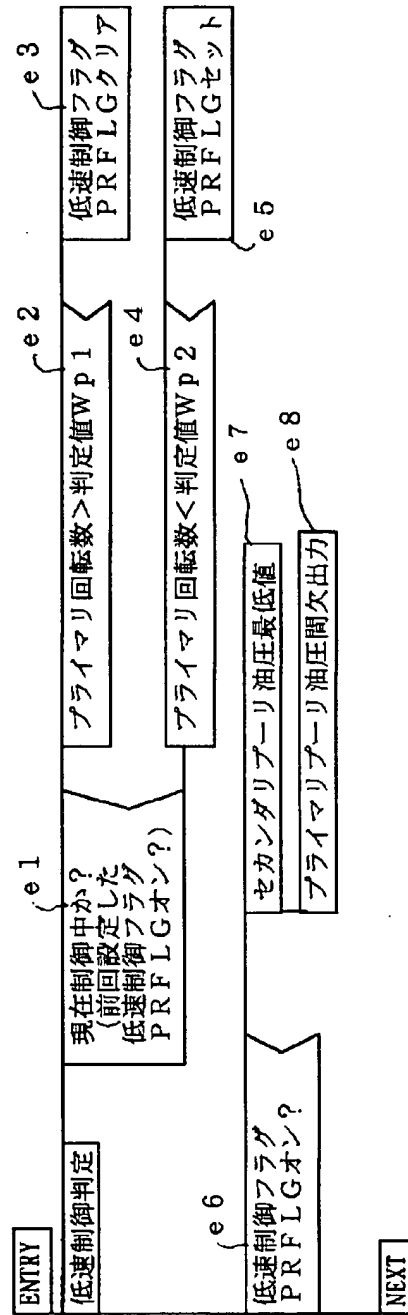


【図8】

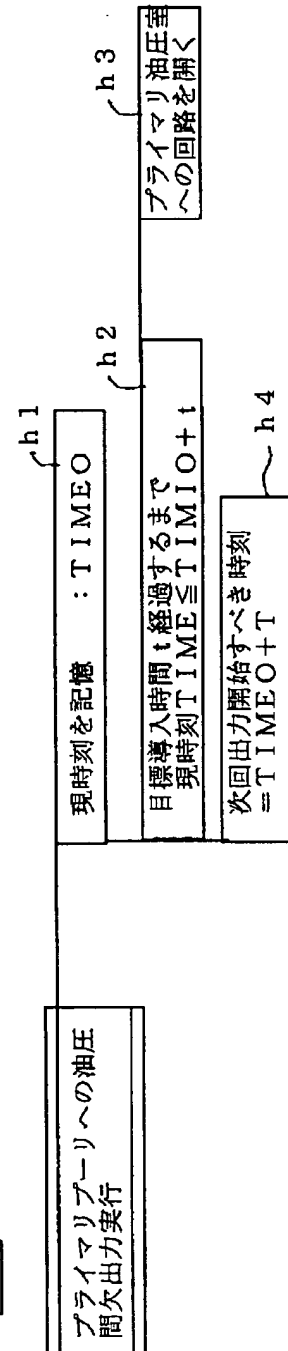


【図9】

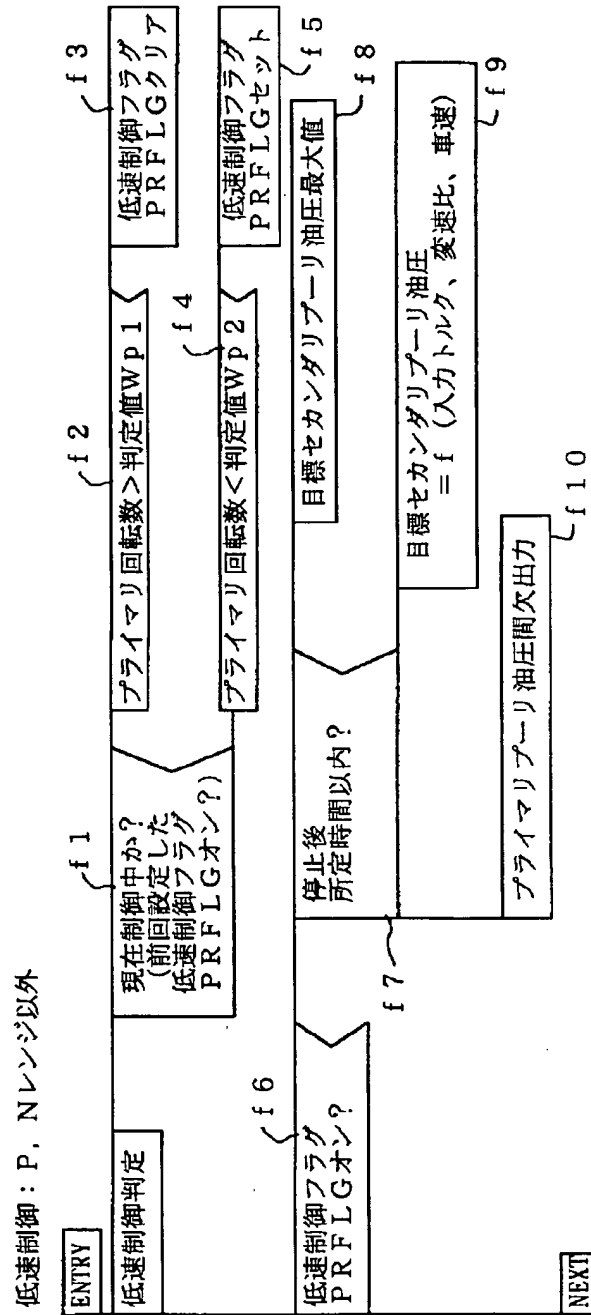
低速制御：P, Nレンジの場合



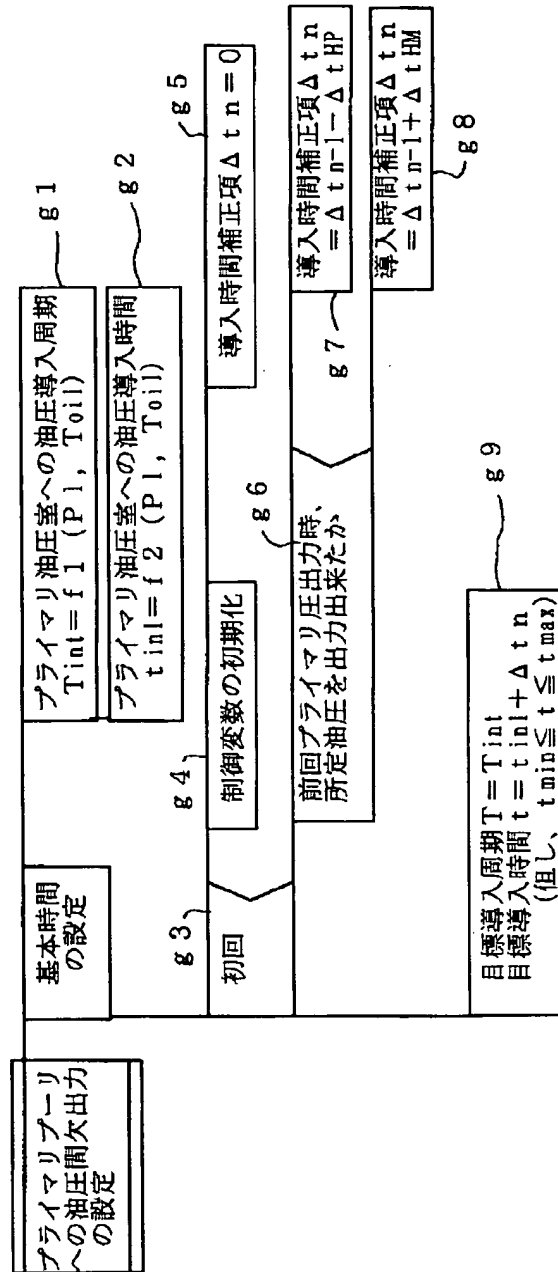
【図12】



【図10】



【図11】



PAT-NO: JP406017923A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 06017923 A

TITLE: HYDRAULIC CONTROL UNIT OF  
CONTINUOUSLY VARIABLE  
TRANSMISSION FOR VEHICLE

PUBN-DATE: January 25, 1994

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

SHIMADA, MAKOTO

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

MITSUBISHI MOTORS CORP

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP04173021

APPL-DATE: June 30, 1992

INT-CL (IPC): F16H061/18, F16H009/00

US-CL-CURRENT: 477/45

ABSTRACT:

PURPOSE: To prevent belt slip and enhance acceleration responsiveness by correcting a second primary pulley controlling hydraulic pressure value by a predetermined amount if a primary pulley controlling hydraulic pressure signal value does not reach a desired control hydraulic pressure after the vehicle has reached a low-speed running range.

CONSTITUTION: A continuously variable transmission 2 comprises a steel belt 13 hung between a primary 9 and secondary 12 pulley and provides a desired transmission gear ratio by changing the effective diameter of each pulley 9, 12 through the axial displacement of the movable side pulley member 902, 122 of each pulley 9, 12 by a hydraulic actuator 15, 16. Governed pressure oil is fed to and discharged from each hydraulic actuator 15, 16 via a transmission gear ratio control valve by a hydraulic control unit. In this case, delivery pressure introduced into the primary side hydraulic actuator 15 is detected and when the vehicle speed is at or below a predetermined value a primary control signal is corrected by a predetermined amount so that the delivery pressure detected equals a preset desired value.

COPYRIGHT: (C)1994,JPO&Japio